

IAP20 Rec'd PCT/PTO 06 FEB 2006

Verfahren zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes, wobei über eine erste Kupplung und über einen ersten Getriebepfad Drehmoment von einer Antriebswelle auf eine Ausgangswelle übertragen wird. Ferner betrifft die Erfindung ein Doppelkupplungsgetriebe, das zur Durchführung eines derartigen Verfahrens eingerichtet ist.

Aus der DE 38 12 327 A1 ist ein Doppelkupplungsgetriebe bekannt, bei dem während des Anfahrens eines Fahrzeuges unter Kupplungsschlupf neben dem Getriebepfad des ersten Ganges auch der Getriebepfad des zweiten Ganges aktiviert wird. Hierdurch soll erreicht werden, dass die durch den Schlupf entstehende Verlustwärme sich auf zwei Kupplungen verteilt und daher eine Schädigung der Kupplung des ersten Ganges vermieden wird. Sobald an einer der Kupplungen Drehzahlgleichheit erreicht ist, wird der zugehörige Getriebepfad deaktiviert.

Die DE 101 56 940 A1 beschreibt ein ähnliches Vorgehen während des Anfahrens, um eine höhere Beschleunigung des Fahrzeugs zu erzielen.

Aus der DE 100 43 060 A1 ist es bekannt, die Temperatur der aktiven Kupplung eines Doppelkupplungsgetriebes zu überwachen und bei drohender thermischer Überlastung einen zweiten Getriebepfad zu aktivieren.

Des Weiteren ist es bekannt, dass Getriebepfade vor einer Überschreitung ihrer Drehmomentkapazität geschützt werden müssen. Insbesondere in den unteren Gängen ist das maximal von einem Getriebe übertragbare Drehmoment in der Regel geringer als das maximale Drehmoment des Motors. Daher wird der Motor üblicherweise in Abhängigkeit vom eingelegten Gang in seiner Leistungsabgabe heruntergeregelt, um das Getriebe zu schützen. Nachteilig hieran ist, dass das entsprechende Leistungspotential des Motors ungenutzt verloren geht.

Vor diesem Hintergrund war es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine verbesserte Leistungsübertragung von einem Motor über ein Getriebe zu ermöglichen.

Diese Aufgabe wird durch ein Verfahren mit den Merkmalen des Anspruchs 1 sowie durch ein Doppelkupplungsgetriebe mit den Merkmalen des Anspruchs 14 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen enthalten.

Das erfindungsgemäße Verfahren dient der Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes, wobei ein Doppelkupplungsgetriebe definitionsgemäß (mindestens) zwei separat betätig-

bare Kupplungen aufweist, über welche verschiedene Getriebepfade zwischen einer Antriebswelle und einer Ausgangswelle des Getriebes aktiviert werden können. Das Verfahren geht von einem Zustand aus, bei welchem (in der Regel zunächst ausschließlich) über eine erste Kupplung und einen ersten Getriebepfad Drehmoment von der Antriebswelle zur Ausgangswelle übertragen wird. Gemäß dem Verfahren wird dann eine zweite Kupplung des Doppelkupplungsgetriebes zumindest teilweise geschlossen, um über einen zweiten Getriebepfad ein Zusatzdrehmoment von der Antriebswelle an die Ausgangswelle zu übertragen, wenn das über die erste Kupplung und den ersten Getriebepfad übertragene Drehmoment eine vorgegebene Obergrenze erreicht. Die Größe des über den ersten Getriebepfad übertragenen Drehmoments kann dabei z.B. durch eine Messung erfasst oder aus geeigneten Betriebsparametern des Fahrzeugs erschlossen werden. Die genannte Obergrenze dieses Drehmoments wird so gewählt, dass ein Schutz des ersten Getriebepfades vor einer Drehmomentüberlastung gewährleistet ist. Typischerweise wird die Obergrenze in Abhängigkeit von den aktuellen Betriebsparametern, insbesondere von der Gangstufe des ersten Getriebepfades vorgegeben.

Durch das beschriebene Verfahren wird der Schutz eines Doppelkupplungsgetriebes vor einer Drehmomentüberlastung erreicht, indem bei Bedarf ein zusätzlicher Übertragungsweg für ein Motormoment eröffnet wird. Mit Hilfe des Zusatzdrehmoments kann dann die Leistungsfähigkeit des Motors weiter (in der Regel bis zu ihrem Maximum) ausgeschöpft werden, ohne dass das Getriebe mechanisch stabiler und damit schwerer und aufwändiger ausgelegt werden müsste. Die bessere Ausnutzung der Motorleistung kommt insbesondere in den unteren Gängen zum Tragen, da bei diesen typischerweise die geringste Drehmoment-Übertragungskapazität vorhanden ist. Mit dem Verfahren ist daher insbesondere ein schnelleres Anfahren und Beschleunigen möglich.

Vorzugsweise werden bei dem Verfahren während der parallelen Übertragung eines Drehmoments im ersten Getriebepfad und eines Zusatzdrehmoments im zweiten Getriebepfad die erste und die zweite Kupplung im Schlupf betrieben. Hierdurch ist es möglich, dass sich die Drehmomentflüsse quasi selbstregelnd auf die beiden parallel wirkenden Pfade aufteilen. Ferner werden potentiell zerstörerische Effekte durch eine fest geschlossene Kupplung vermieden.

Grundsätzlich ist es möglich, die Übertragung eines Zusatzdrehmoments über den zweiten Getriebepfad zu beenden, sobald das gesamte von der Antriebswelle zur Ausgangswelle übertragene Drehmoment wieder im Kapazitätsbereich des ersten Getriebepfades liegt. Vorzugsweise wird indes die parallele Aktivität des ersten und des zweiten Getriebe-

pfades so lange beibehalten, bis ein Umschalten aus dem ersten Getriebepfad in einen neuen Getriebepfad erfolgt.

Weiterhin ist es bevorzugt, dass der zur Übertragung des Zusatzdrehmoments (z.B. durch entsprechende Einstellung von Schieberruffen) gewählte zweite Getriebepfad der zum ersten Getriebepfad nächst höheren Gangstufe entspricht. In diesem Falle führt ein einfaches Hochschalten aus dem ersten Getriebepfad in den zweiten Getriebepfad. Dies ist besonders vorteilhaft, da sich der zweite Getriebepfad bereits am Arbeitspunkt befindet und das Umschalten somit ohne weitere Verzögerung erfolgen kann.

Die zweite Kupplung wird bei dem Verfahren vorteilhafterweise allenfalls so weit geschlossen, dass das im zweiten Getriebepfad übertragene Zusatzdrehmoment eine vorgegebene Obergrenze nicht überschreitet, wobei die Obergrenze vorzugsweise vom Betriebszustand (insbesondere der Gangstufe des zweiten Getriebepfades) abhängt. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass auch die begrenzte Drehmomentkapazität des zweiten Getriebepfades eingehalten wird.

Gemäß einer anderen Weiterbildung des Verfahrens wird die erste Kupplung, über welche definitionsgemäß im aktuellen Betriebszustand des Getriebes hauptsächlich oder ausschließlich das Drehmoment von der Antriebswelle zur Ausgangswelle übertragen wird, permanent mit einem geringfügigen Schlupf betrieben. Alternativ kann die genannte erste Kupplung auch erst bei einem (vorhergesagten oder eingetretenen) Anstieg der Leistungsanforderung in einen Zustand mit geringfügigem Schlupf versetzt werden. Vorteilhafterweise wird in beiden Fällen, d. h. der permanenten und der veranlassten Betriebsweise mit geringfügigem Schlupf der ersten Kupplung, parallel die zweite Kupplung mit dem zweiten Getriebepfad aktiviert (und zwar typischerweise ebenfalls mit Schlupf). Durch die beschriebenen Maßnahmen wird das Getriebe optimal auf einen Leistungsanstieg vorbereitet, bei welchem zur bestmöglichen Ausnutzung des Motors schnell ein Zusatzdrehmoment vom zweiten Getriebepfad übernommen werden muss.

Bei einer anderen Ausführungsform des Verfahrens entspricht der erste Getriebepfad einer höheren (z.B. der zweiten) Gangstufe und der zweite Getriebepfad einer niedrigeren (z.B. der ersten) Gangstufe des Getriebes. Eine solche Konstellation eignet sich insbesondere für das Anfahren im zweiten Gang, welches unter bestimmten Bedingungen (z.B. im Winter) in Frage kommen kann. In diesem Falle wird das Zusatzdrehmoment über den ersten Gang übertragen, was den Vorteil hat, dass dieser für ein eventuelles Zurückschalten des Getriebes bereits vorbereitet ist.

Andere Weiterbildungen des Verfahrens betreffen die Verteilung des Motormomentes auf zwei Getriebepfade durch Regelung der Kupplungen in Bezug auf vorgegebene Solldrehzahlen für ihre getriebeseitigen Drehzahlen, wobei beide Kupplungen in Schlupf betrieben werden. Für eine nähere Erläuterung dieser Ansätze wird auf die zugehörige Figurenbeschreibung verwiesen.

Die Erfindung betrifft ferner ein Doppelkupplungsgetriebe mit mindestens zwei Kupplungen zur Übertragung von Drehmoment von einer Antriebswelle zu einer Ausgangswelle über verschiedene, wählbare Getriebepfade. Das Getriebe enthält ferner eine Steuerung zur Betätigung der Kupplungen, welche dazu eingerichtet ist, ein Verfahren der oben beschriebenen Art auszuführen. D. h., dass die Steuerung eine zweite Kupplung zumindest teilweise schließt, um über einen zweiten Getriebepfad ein Zusatzdrehmoment zu übertragen, wenn das über die momentan aktive erste Kupplung und einen ersten Getriebepfad übertragene Drehmoment eine vorgegebene Obergrenze überschreitet. Bei einem derart eingerichteten Doppelkupplungsgetriebe werden die ohnehin vorhandenen parallelen Getriebepfade somit dazu ausgenutzt, das vom Motor bereitstellbare Drehmoment optimal auszuschöpfen.

Gemäß einer Weiterbildung des Doppelkupplungsgetriebes weist dieses zwei verschiedene ausgangsseitige Zahnräder (z.B. Ritzel) auf, über welche Drehmoment in ein Achsgetriebe (z.B. Differential) eingeleitet werden kann. Da ein derartiges Zahnrad häufig die Schwachstelle eines Getriebepfades darstellt, wird durch die Bereitstellung von zwei Zahnrädern die gesamte Drehmoment-Übertragungskapazität des Getriebes entsprechend erhöht.

Des Weiteren ist bei dem Doppelkupplungsgetriebe der Quotient zwischen dem Übersetzungsverhältnis des ersten Ganges und dem Übersetzungsverhältnis des zweiten Ganges (und/oder zwischen dem Übersetzungsverhältnis des zweiten Ganges und dem Übersetzungsverhältnis des dritten Ganges) vorzugsweise kleiner als  $2,0 : 1$ , besonders bevorzugt kleiner als  $1,5 : 1$ . Wenn beispielsweise der zweite Gang ein Übersetzungsverhältnis von  $i_2 = 2$  hat, ist dasjenige des ersten Ganges vorzugsweise kleiner als 4 ( $i_1 < 4$ , d.h.  $i_1 : i_2 < 2,0 : 1$ ), besonders bevorzugt kleiner als 3 ( $i_1 < 3$ , d.h.  $i_1 : i_2 < 1,5 : 1$ ).

Im Folgenden wird die Erfindung mit Hilfe der Figuren beispielhaft erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1            schematisch ein erfindungsgemäßes Doppelkupplungsgetriebe;
- Fig. 2            das Doppelkupplungsgetriebe von Figur 1 bei Übertragung eines primären Drehmoments über den zweiten Gang und eines Zusatzdrehmoments über den dritten Gang;

- Fig. 3 das Doppelkupplungsgetriebe von Figur 1 bei Übertragung eines primären Drehmoments über den zweiten Gang und eines Zusatzdrehmoments über den fünften Gang;
- Fig. 4 den zeitlichen Verlauf von Motormoment und Eingangsmomenten der Kupplungen bzw. Getriebepfade, Raddrehmoment und Gaspedalstellung bei Durchführung eines erfindungsgemäßen Verfahrens;
- Fig. 5 den Zeitverlauf von Drehmomenten der Getriebepfade, Motordrehzahl und Gaspedalstellung bei einem Schaltvorgang;
- Fig. 6 den Zeitverlauf von Motordrehzahl, Raddrehmoment und Gaspedalstellung beim Anfahren mit mehreren Schaltvorgängen für ein erfindungsgemäßes und ein herkömmliches (gestrichelte Kurven) Verfahren;
- Fig. 7 den Zeitverlauf von Motordrehzahl und der Getriebedrehzahl, Raddrehmoment und Gaspedalstellung bei mehreren Schaltvorgängen für ein erfindungsgemäßes und ein herkömmliches (gestrichelte Kurven) Verfahren;
- Fig. 8 den Zeitverlauf von Kupplungsdrehmomenten, Motordrehzahl und Getriebeeingangsdrehzahl sowie der Gaspedalstellung bei einem gezielten Losbrechen der Kupplung für einen geregelten Schlupfbetrieb;
- Fig. 9 eine Darstellung entsprechend Figur 8 bei einem permanent geregelten Schlupfbetrieb;
- Fig. 10 eine Darstellung entsprechend Figur 8 bei einem Anfahren im zweiten Gang;
- Fig. 11 eine Prinzipskizze des Doppelkupplungsgetriebes mit zwei Drehzahlreglern R1, R2 für die Kupplungen C1, C2 zwischen dem Motor M und dem Getriebe G;
- Fig. 12 die Drehzahlverhältnisse bei einer ersten Drehzahl-Regelungsmethode ("Methode 1a");
- Fig. 13 die Drehzahlverhältnisse bei einer zweiten Drehzahl-Regelungsmethode ("Methode 1b");
- Fig. 14 eine Prinzipskizze für eine gleiche Reglerparametrierung bei verschiedenen Sollwertvorgaben ("Methode 1");
- Fig. 15 eine Prinzipskizze für eine unterschiedliche Reglerparametrierung bei gleichen Sollwertvorgaben ("Methode 2");
- Fig. 16 ein Prinzipschaubild für eine erste Reglerstruktur des Doppelkupplungsgetriebes;

Fig. 17 ein Prinzipschaubild für eine zweite Reglerstruktur des Doppelkupplungsgetriebes;

Fig. 18 ein Prinzipschaubild für eine erste Reglerstruktur des Gesamtfahrzeuges;

Fig. 19 ein Prinzipschaubild für eine zweite Reglerstruktur des Gesamtfahrzeuges.

Figur 1 zeigt schematisch die Komponenten eines Doppelkupplungsgetriebes 10. Das Getriebe weist als Eingang eine Antriebswelle I auf, welche in einem Kraftfahrzeug mit der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors (nicht dargestellt) gekoppelt ist. Die Eingangswelle I des Getriebes 10 kann über die schematisch angedeutete Kupplung C2 mit einer ersten Eingangswelle E1 des Getriebes 10 und unabhängig hiervon über eine Kupplung C1 mit einer zweiten Eingangswelle E2 des Getriebes gekoppelt werden, wobei im dargestellten Beispiel die zweite Eingangswelle E2 als Hohlwelle konzentrisch um die erste Eingangswelle E1 herum angeordnet ist. An den genannten Eingangswellen E1, E2 sind verschiedene Zahnräder angeordnet, die zur Ausbildung verschiedener Gangstufen mit Losrädern auf einer ersten Ausgangswelle O1 bzw. einer zweiten Ausgangswelle O2 gekoppelt sind. Die genannten Losräder können bei Einlegen eines Ganges über Schiebemuffen S1, S2, S3, S4 drehfest mit der zugehörigen Ausgangswelle O1 bzw. O2 verbunden werden, wobei die Ausgangswellen O1, O2 ihrerseits mit einer Abtriebswelle O des Getriebes 10 gekoppelt sind.

Bei einem derartigen Vorgelegegetriebe ist insbesondere die Auslegung der Gänge mit hoher Gesamtübersetzung kritisch, da auf der Eingangsseite von einem kleinen Zahnrad auf ein größeres Zahnrad auf der Ausgangsseite getrieben wird und die kleinen Zahnräder aufgrund ihrer Abmaße die Drehmomenttragfähigkeit des Getriebes bestimmen. Die eingeschränkte Übertragungskapazität für Drehmomente kann zum Teil erheblich sein und z.B. bis zu 50% des Nennmoments des für die höheren Gänge typischen Wertes betragen. Um die entsprechenden Gänge zu schützen, wird üblicherweise ein Eingriff über die Steuerung des Verbrennungsmotors vorgenommen, mit dem eine Beschränkung des Drehmoments bewirkt bzw. Drehmoment oberhalb einer bestimmten Grenze abregelt wird. Das Getriebe muss daher nicht mehr Drehmoment übertragen, als es seiner vorgegebenen Kapazität entspricht.

In Figur 1 sind die typischen "Schwachstellen" eines Vorgelegegetriebes 10 durch gestrichelte Kreise gekennzeichnet. Sie liegen beim ersten, zweiten und teilweise auch dritten Gang sowie beim Achsantrieb, d.h. dem Ritzel der Ausgangswelle, das mit dem typischerweise am Differential angeordneten Ringrad kämmt. Bei Anfahrvorgängen im ersten Gang kann z.B. in einem Getriebe, das für 450 Nm Drehmomentkapazität ausgelegt ist, nur 280 Nm übertragen werden. Bei einer Volllastanfahrt muss der Motor daher auf ma-

ximal 280 Nm abgeregelt werden, da sonst das Getriebe beschädigt würde. Die Differenz zum vollen Drehmoment des Verbrennungsmotors kann nicht genutzt werden.

Zur Verbesserung dieser Situation wird erfindungsgemäß die Eigenschaft des Doppelkupplungsgetriebes 10 ausgenutzt, dass dort zwei Pfade zur Übertragung von Drehmomenten zur Verfügung stehen. Figur 2 zeigt diesbezüglich das Doppelkupplungsgetriebe 10 im Betriebszustand mit gekennzeichneten aktiven Getriebepfaden. Soweit nichts anderes erwähnt wird, sind die Schaltmuffen S1 bis S4 in ihrer Neutralstellung. Primär ist der zweite Gang eingelegt, bei welchem Drehmoment von der Antriebswelle I über eine erste Kupplung C1, die Hohlwelle E2, das Zahnrad Z8, das Zahnrad Z9, die Schaltmuffe S2 (die sich in der Stellung des zweiten Ganges befindet) sowie die Zahnräder Z3 und Z4 an die Ausgangswelle O abgegeben wird. Dieser erste Getriebepfad überträgt entsprechend seiner Nennkapazität, z.B. bis zu einem Wert des Drehmoments von 280 Nm.

Falls erforderlich, wird das darüber hinaus zur Verfügung stehende Motormoment (z.B. bis 450 Nm) von der zweiten Kupplung C2 über einen zweiten Getriebepfad übertragen. Der zweite Getriebepfad verläuft dabei in Figur 2 über die Welle E1, die Zahnräder Z1 und Z2, die Schaltmuffe S1 (welche sich in der Position des dritten Ganges befindet) und die Zahnräder Z3 und Z4 zur Ausgangswelle O. Mit anderen Worten wird der zweite Gang durch die Übertragung eines Zusatzdrehmoments über den dritten Gang unterstützt. Das über die Drehmoment-Übertragungskapazität von 280 Nm hinaus verfügbare Motormoment von 170 Nm wird somit nicht wie beim Stand der Technik durch Abregeln des Motors unterdrückt, sondern steht zur Nutzung zur Verfügung. Da das Verfahren vorzugsweise nur bei großen Drehmomenten zur Anwendung kommt, entfallen auch Probleme mit einer technisch schwierigen und mangelhaften Regelauflösung im Bereich kleiner Drehmomente.

Figur 3 zeigt eine gegenüber Figur 2 dahingehend abgewandelte Situation, dass der zweite Getriebepfad über den fünften Gang geführt wird. Er umfasst somit die Kupplung C2, die Welle E1, die Zahnräder Z5 und Z6, die Schiebemuffe S3 (die sich in der Stellung des fünften Ganges befindet) sowie das zum Achsantrieb gehörende Zahnrad Z7. Bei dieser Bauart des Getriebes wird somit das Zusatzdrehmoment über einen zweiten Achsantrieb (Kombination aus Ritzel und Ringrad am Differential) an das Fahrzeug geleitet.

Figur 4 zeigt parallel den zeitlichen Verlauf des Motormoments  $M_{Mot}$  sowie des Eingangsmoments im ersten Getriebepfad  $M_{G1}$  bzw. im zweiten Getriebepfad  $M_{G2}$  (oberes Diagramm), den zeitlichen Verlauf des Drehmoments  $M_R$  am Rad, welcher der Fahrzeugbeschleunigung entspricht (mittleres Diagramm), sowie den zeitlichen Verlauf der relativen

Fahrpedalstellung, wobei 100% einer vollständig geöffneten Drosselklappe (Vollgas) entspricht (unterstes Diagramm). Das Eingangsdrehmoment  $M_{G1}$  an der ersten Kupplung muss bei einer Obergrenze  $M_{G1max}$  begrenzt werden, um den ersten Getriebepfad vor einer Beschädigung zu schützen. Wie oben erläutert erfolgt beim Stand der Technik diese Begrenzung durch eine entsprechende Abregelung des Motors. Bei dem vorgeschlagenen Doppelkupplungsgetriebe findet jedoch die beschriebene parallele Übertragung von Drehmoment über den zweiten Getriebepfad statt, so dass an der zweiten Kupplung entsprechende Eingangsmomente  $M_{G2}$  auftreten, wenn das Eingangsmoment  $M_{G1}$  der ersten Kupplung an die Obergrenze  $M_{G1max}$  stößt. Dementsprechend kann durch die Summe ( $M_{G1} + M_{G2}$ ) der Eingangsmomente ein bis zu seinem Maximalwert ansteigendes Motormoment  $M_{Mot}$  übertragen werden. Daher kann z.B. bei einem Anfahrvorgang mit Volllast das gesamte vom Motor zur Verfügung gestellte Drehmoment genutzt werden.

Wenn im Verlaufe des Fahrens vom Fahrer die Gaspedalstellung wieder zurückgenommen und weniger Drehmoment angefordert wird, wird zunächst das Zusatzdrehmoment im zweiten Getriebepfad  $M_{G2}$  durch entsprechendes Öffnen der zugehörigen Kupplung abgesenkt, bis schließlich zum Zeitpunkt  $t_2$  der als Basis genutzte erste Getriebepfad wieder das gesamte Motormoment  $M_{Mot}$  übertragen kann.

Eine parallele Übertragung eines Zusatzdrehmoments über einen zweiten Getriebepfad setzt voraus, dass das vom Motor zur Verfügung gestellte Drehmoment  $M_{Mot}$  mit der aktuellen, für den eingelegten Gang und die Betriebsart des Getriebes zulässigen Obergrenze verglichen wird. Im Falle einer Überschreitung der genannten Obergrenze kann dann der Überschussanteil des Motordrehmoments über den zweiten Getriebepfad abgeleitet werden. Die Obergrenze dieses abgeleiteten und dem Fahrzeug zur Verfügung gestellten Zusatzdrehmoments am Rad (bzw. die Obergrenze der Fahrzeugbeschleunigung) wird aus der aktuellen Betriebskonfiguration des Fahrzeugs (z.B. Frontantrieb, Heckantrieb oder Allradantrieb) abgeleitet. Bei umschaltbaren Konfigurationen wird dabei vorzugsweise die entsprechende Konfiguration abgefragt. In anderen Fällen wird aus der Fahrsituation und der Interaktion des Fahrers mit dem Gaspedal die entsprechende Getriebebetriebsart und der Umfang des abgeleiteten Zusatzdrehmoments automatisch ermittelt.

Figur 5 zeigt untereinander den zeitlichen Verlauf des über den ersten/zweiten Getriebepfad geleiteten Drehmoments  $M_{G1}$  bzw.  $M_{G2}$  (oberes Diagramm), den zeitlichen Verlauf der Motordrehzahl  $n_{Mot}$  und der Drehzahlen  $n_{G1}$ ,  $n_{G2}$  der Teilgetriebe (mittleres Diagramm) sowie den zeitlichen Verlauf der Fahrpedalstellung (unteres Diagramm). Dabei wird das Doppelkupplungsgetriebe so gesteuert, dass nicht nur beim Anfahrvorgang der erste und der zweite Getriebepfad parallel genutzt werden, sondern darüber hinaus auch bis zum



Erreichen des Schaltpunktes vom ersten in den zweiten Gang oder alternativ geeigneter weiterer höherer Gänge und Gangkombinationen (Zeitpunkt  $t_1$ ).

Figur 6 zeigt untereinander den zeitlichen Verlauf der Drehzahlen des Motors am Getriebeeingang bei erfindungsgemäßer Drehmomentableitung (durchgezogene Kurve  $n_{\text{Mot}}$ ) bzw. bei einer Steuerung gemäß dem Stand der Technik (gestrichelte Kurve  $n_{\text{Mot},0}$ ) (oberes Diagramm); des Radmoments mit (durchgezogene Kurve  $M_R$ ) bzw. ohne (gestrichelte Kurve  $M_{R,0}$ ), die erfindungsgemäße Drehmomentableitung (mittleres Diagramm); sowie die Gaspedalstellung (unteres Diagramm). Aufgrund der höheren Ausnutzung des Motordrehmoments findet beim dargestellten Volllastanfahren eine stärkere Beschleunigung des Fahrzeugs statt, die zu entsprechenden Zeitverkürzungen  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$ ,  $\Delta_3$  für die Schaltvorgänge in eine höhere Gangstufe führt.

Die Zeit, für welche die dem zweiten Getriebepfad zugeordnete Kupplung schlupfend Drehmoment überträgt, ist in der Regel verhältnismäßig kurz. Daher ist der Eintrag von Verlustleistung an dieser Kupplung ohne Probleme beherrschbar. Die aus Figur 6 ersichtliche Verkürzung des Anfahrvorganges und die Steigerung des Beschleunigungsverhaltens bringt eine Steigerung der Fahrleistung mit sich und ermöglicht die Optimierung des Kühl- und Hydrauliksystems. Da durch den kürzeren Anfahrzeitraum die Gesamtmenge der in das Getriebe eingetragenen Verlustenergie sinkt, kann das Kühlsystem entsprechend kleiner ausgelegt werden. Dabei ist zu beachten, dass eine Volllastanfahrt einer der kritischen Auslegungspunkte für ein Getriebekühlsystem ist, da hier große Mengen an Verlustleistung abgeführt werden müssen. Da bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten die Umströmung des Kühlers nur gering ist, hat dieser einen entsprechend schlechten Wirkungsgrad. Weiterhin muss bei Doppelkupplungsgetrieben mit nassen Kupplungen das System durch Umwälzung von Öl gekühlt werden. Da die zum Anfahren verwendeten Drehzahlen klein sind, muss bei der Auslegung des hydraulischen Systems die Pumpenkapazität entsprechend groß gemacht werden, um die benötigte Fördermenge zur Verfügung zu stellen. Grundsätzlich versucht man indes, die Fördermenge der Pumpe so klein wie möglich zu halten, um die zum Antrieb der Pumpe benötigte Antriebsleistung zu minimieren (Antriebsleistung Pumpe = Förderstrom \* Druck). Dies ist insbesondere wichtig, da die Pumpe den größten Verbraucher in einem Doppelkupplungsgetriebe darstellt und damit wesentlich den Verbrauch des Fahrzeuges beeinflusst.

Mit dem hier vorgeschlagenen Verfahren gelingt es nun als Nebenaspekt, durch eine Steigerung des zum Anfahren zur Verfügung stehenden Drehmoments den Gesamteintrag der Verlustenergie zu senken. Der Kühler kann verkleinert werden und auch die För-

derleistung des hydraulischen Systems kann damit gesenkt werden, was sich positiv auf den Energieverbrauch des Getriebesystems auswirkt.

Figur 7 zeigt eine Figur 6 im Wesentlichen entsprechende Darstellung, wobei im oberen Diagramm neben den Motordrehzahlen  $n_{\text{Mot}}$  und  $n_{\text{Mot},0}$  auch die Eingangsdrehzahl  $n_G$  des nächst höheren Ganges dargestellt ist. Da bei dem vorgeschlagenen Verfahren ein alternativer Drehmomentpfad bereits komplett vorbereitet wird und es sich hierbei typischerweise um den nächst höheren Gang handelt, können manuell ausgelöste Hochschaltungen (Zeitpunkt  $t_s$ ) unmittelbar und ohne Zeitverzögerung umgesetzt werden. Die benötigten drehmomentübertragenden Pfade und Kupplungen befinden sich bereits voll in ihrem Arbeitspunkt. Hierdurch entsteht beim Schaltvorgang der im oberen Diagramm eingetragene Zeitgewinn  $\Delta_1$ . Ein weiterer Zeitgewinn  $\Delta_2$  wird dadurch erzielt, dass die anschließende Drehzahlanpassungsphase des Motors schneller abgewickelt werden kann, weil das vorhandene Radmoment schon zum Teil vom nächst höheren Gang getragen wird. Die auftretende Beschleunigungsänderung (Ruck) ist somit kleiner und wird vom Fahrer trotz der zeitlichen Verkürzung als komfortabel empfunden. Mit dem Verfahren wird somit eine erhöhte Fahrleistung und eine schnellere Ausführung insbesondere von manuell ausgelösten Hochschaltungen ermöglicht.

Bedingt durch die verkürzte Schaltzeit kann der Zeitpunkt der Hochschaltung ferner zu höheren Motordrehzahlen hin verlegt werden. Damit kann die zur Verfügung stehende Leistung besser ausgenutzt werden, was wiederum der Beschleunigung des Fahrzeugs zugute kommt.

Um bei der parallelen Übertragung von Drehmoment eine gute Kontrollierbarkeit des Systems zu erreichen, werden die an der Verteilung der Last arbeitenden Kupplungen vorzugsweise im Schlupfbetrieb gehalten. Damit wird erreicht, dass die Drehmomente an den Kupplungen eindeutig bekannt sind und ein fehlerhaftes Einstellen von Drehmomenten oder gar ein Verspannen des Getriebes wirkungsvoll verhindert wird.

Diesbezüglich existiert eine erste, in Figur 8 illustrierte Methode. Figur 8 zeigt im oberen Diagramm den zeitlichen Verlauf des Drehmoments  $M_{C1}$  an einer ersten Kupplung sowie  $M_{C2}$  an einer zweiten Kupplung, und im mittleren Diagramm die zugehörigen Verläufe der Motordrehzahl  $n_{\text{Mot}}$  sowie der Getriebeeingangsdrehzahl  $n_G$ . Die Fahrpedalstellung ist wiederum im untersten Diagramm dargestellt.

Nach einem normalen Anfahrvorgang, der durch ein völliges Schließen der ersten Kupplung abgeschlossen wird, tritt an der Kupplung kein Schlupf auf. Die Drehmoment-Übertragungskapazität der Kupplung wird dazu leicht über das Niveau des vom Motor

erzeugten Drehmoments angehoben. Wenn der Fahrer nun im Zeitpunkt  $t_3$  das Gaspedal weiter betätigt, also mehr Drehmoment anfordert, wird die zuvor noch schlupffreie Kupplung gezielt in Schlupf gebracht. Dazu kann die Kupplungskapazität auf vorherigem Niveau belassen werden und abgewartet werden, bis das Drehmoment des Motors die Drehmoment-Übertragungskapazität der Kupplung übersteigt und diese zu schlupfen beginnt. Vorzugsweise wird indes die Kupplung durch ein kurzes, aktiv kontrolliertes Senken der Übertragungskapazität gezielt zum Schlupfen gebracht. Hierdurch kann der Übergang vom nicht-schlupfenden zum schlupfenden Zustand der Kupplung kontrolliert ablaufen. Damit können für den Fahrer störende Effekte wie eine Veränderung des Geräusch- und Beschleunigungsverhaltens sowie ein Überspringen der Motordrehzahl gezielt unterdrückt werden.

Nach Erreichen des Schlupfzustandes mit geeigneter kleiner Differenzdrehzahl wird der zweite, für die Ableitung des Zusatzdrehmoments vorgesehene Getriebepfad vorbereitet und die betreffende Kupplung so angesteuert, dass ein kleines Drehmoment übertragen wird. Damit ist sichergestellt, dass im Falle einer weiteren plötzlichen Steigerung des vom Fahrer angeforderten Drehmoments (d.h. im Zeitpunkt  $t_4$  von Figur 8) die zur Ableitung benötigte Drehmomentkapazität unmittelbar zur Verfügung gestellt werden kann. Wenn das Fahrzeug bis zum Auslösen einer Schaltung weiter beschleunigt hat, wird vorzugsweise die für die Ableitung des Drehmoments im neuen Gang benötigte Kapazität nach Umlegen des Ganges zur Verfügung gestellt.

Figur 9 zeigt in einer Darstellung entsprechend Figur 8 eine alternative Vorgehensweise, bei welcher nach Abschluss des Anfahrvorganges die erste Kupplung nicht völlig geschlossen wird, sondern permanent mit einem geeigneten kleinen Schlupf betrieben wird (siehe Kreis im oberen Diagramm). Damit sind die Voraussetzungen für eine geeignete Verteilung der Drehmomente an den Kupplungen geschaffen. Der weitere Ablauf erfolgt dann analog zur Situation von Figur 8.

Figur 10 zeigt in einer Darstellung entsprechend den Figuren 8 bzw. 9 ein spezielles Anfahrverfahren. Dabei wird nicht im niedrigsten Gang (also dem ersten Gang) angefahren, sondern in einem höheren Gang, insbesondere dem zweiten Gang. Z. B. kann in der Betriebsart "Winter" ein durch den Fahrer leicht anzusteuerns Anfahren ermöglicht werden, oder es soll bei Fahrzeugen mit sportlicher Ausrichtung der Verbrauch gesenkt werden, indem in einem Stadtzyklus bei den damit verbundenen Teillasten bzw. niedrigen Drehmomenten immer im zweiten Gang angefahren wird. Bei einem derartigen Anfahren im zweiten Gang wird nun die Kupplung gezielt auf eine Ableitung von Zusatzdrehmoment vorbereitet (vgl. Vorgehen bei den Figuren 8 und 9). Wenn der Fahrer nach einem begon-

nenen Teillastanfahrvorgang eine wesentlich stärkere Beschleunigung wünscht (Zeitpunkt  $t_4$  in Figur 10), kann diese unmittelbar durch ein Umschalten in den ersten Gang zur Verfügung gestellt werden. Alternativ dazu wäre eine Ableitung des vom zweiten Gang infolge der beschränkten Drehmoment-Übertragungskapazität nicht zu übertragenden Drehmoments z.B. auch in den dritten Gang möglich.

Zusammenfassend wird somit ein Verfahren zur Steuerung von Doppelkupplungsgetrieben bereitgestellt, bei dem durch die Ansteuerung von zusätzlichen Drehmoment-Übertragungselementen neben dem Basisgang die Drehmoment-Übertragungskapazität des Getriebes gesteigert wird. Das Zusatzdrehmoment kann dabei über geeignete Teilgetriebe und/oder über einen anderen Achsantrieb abgeleitet werden. Die Ansteuerung dieser Betriebsart kann durch einen Performanceschalter, durch einen Wahlschalter für einen Allradantrieb und/oder durch ein schnelles Betätigen des Gaspedals im Anfahrbereich erfolgen. Die Drehmomentverteilung findet in den Teilgetrieben in schlupfender Betriebsart statt, wobei Letztere durch gezieltes In-Schlupf-Bringen oder vorbereitendes Schlupfenlassen eingeleitet wird.

Zur Vorbereitung von Volllastbeschleunigungen übernimmt der nicht aktive Getriebezweig vorzugsweise schon im Bereich von Teillasten eine drehmomentübertragende Funktion. Dies gilt sowohl für höhere als auch für niedrigere Gänge. Falls der Fahrer das Gaspedal durchtritt, kann unmittelbar das vom Motor als Überkapazität zur Verfügung gestellte Drehmoment über den zusätzlichen Pfad abgeleitet werden. So kann z.B. im ersten Gang angefahren werden und der zweite Gang vorbereitet sein. Alternativ kann das Fahrzeug z.B. aus Verbrauchsgründen im Stadtzyklus oder im sogenannten Wintermodus grundsätzlich im zweiten Gang angefahren werden. Sobald der Fahrer eine hohe Beschleunigung oder Volllast anfordert, wird der erste Gang zugeschaltet, was eine sehr hohe Fahrzeugbeschleunigung bewirkt.

Das Doppelkupplungsgetriebe 10 ist vorzugsweise im Bereich der unteren Gänge als ein "close ratio" Getriebe ausgelegt, d.h. als ein Getriebe mit enger Abstufung oder kleinen Sprüngen der Übersetzungsverhältnisse zwischen den Gängen. Je kleiner der Gangsprung zwischen zwei Gängen ist, desto mehr Drehmoment am Rad und damit Fahrzeugbeschleunigung kann nämlich der zusätzlich genutzte höhere Gang aus dem abgeleiteten Zusatzdrehmoment des Motors erzeugen. Weiterhin reduziert sich die Verlustleistung am ableitenden zweiten Getriebepfad, da die Differenzdrehzahl kleiner wird (wobei die Verlustleistung das Produkt aus abgeleitetem Drehmoment und Differenzdrehzahl ist).

Das in den Figuren 8 und 9 angedeutete Steuerungsverfahren wird nachfolgend mit Hilfe der Figuren 11 bis 14 detaillierter erläutert. Grundlegende Idee ist dabei das Regelungs-

verfahren nicht auf externe Drehmomentgrößen abzustützen, sondern mit Hilfe eines doppelten Drehzahlreglers auszuführen. Das vorgeschlagene Verfahren arbeitet daher auch ohne Kenntnis von Drehmomentgrößen, die aus der Stellung des Fahrpedäls oder dem Motorkennfeld abgeleitet sind, indem beide Kupplungen gleichzeitig in Schlupf gebracht bzw. gehalten werden und indem über eine geeignete Vorgabe von Regelparametern die Drehmomentverteilung der Kupplungen entsprechend den Erfordernissen der Fahrsituation und der Komponentenbelastbarkeit verteilt wird.

Während also bisher die Drehmomente an den Kupplungen eine Funktion von Drehmoment des Motors, Drehmomenttragfähigkeit des Getriebes, und Überhitzungsschutz waren, sollen sie nunmehr eine Funktion des Drehzahlreglers sein. Sie werden damit unabhängig und selbst stabilisierend sowie getriebeintern erzeugt.

In einem ersten Schritt wird im Folgenden eine vorteilhafte Ausführung zur Bestimmung der Grenzdrehmomente, bei denen eine Drehmomentverteilung erfolgt, aus getriebeinternen Regelgrößen und ein vorteilhaftes selbsttätig arbeitendes Verfahren dargestellt (Schritt 1a – 1d). Das vorgeschlagene Verfahren zur Verteilung der Drehmomente im Getriebe auf die verschiedenen Übertragungspfade bewirkt dann mit Hilfe von Drehzahlreglern die gewollte vorgebbare Drehmomentverteilung im Getriebe (Schritt 2).

Schritt 1 – Bestimmung des an der Hauptkupplung (z.B. erster Gang, C1) anliegenden Drehmomentes:

- 1a) Die bleibende Abweichung am Regler R1 wird genutzt, um das von der Hauptkupplung C1 übertragene Drehmoment zu bestimmen.
- 1b) Der Sättigungsgrad des Reglers für die Hauptanfahrkupplung wird genutzt, um das an der Kupplung anliegende Drehmoment zu ermitteln. Oberhalb einer Parametergrenze wird die Nebenanfahrkupplung zur Entlastung / Drehmomentumleitung genutzt.
- 1c) Nicht das von der Motorsteuerung zur Verfügung gestellte Drehmoment wird für die "Umverteilung" im Getriebe verwendet, sondern das getriebeinterne "inverse Modell" der Kupplung wird zur Entlastung / Drehmomentumleitung genutzt.
- 1d) Der für das übertragbare Drehmoment signifikante Betätigungsdruck der Kupplung des z.B. ersten Ganges wird bis zu einer bestimmten Grenze hochgefahren und dann beschränkt. Alle weiteren Drehmomentsteigerungen werden von dem alternativen (z.B. zweiten) Gang aufgefangen.

### Schritt 2 – Regelungsverfahren:

Es werden zwei unabhängige Drehzahlregler R1, R2 (Figur 11) verwendet, die parallel arbeiten.

Ein Drehzahlregler R1 "erledigt" die Hauptarbeit z.B. an der Kupplung C1 des ersten Ganges und überträgt alle Drehmomente bis hoch zu einer bestimmten Grenze. Um dies zu tun, wird dem Regler R1 als Eingangsgröße eine Solldrehzahl  $n_{1,\text{Soll}}$  vorgegeben. Damit die Kupplung C1 im Schlupf bleibt, weicht diese Drehzahl leicht von der aktuellen Motordrehzahl  $n_{\text{mot}}$  ab. Dabei wird der Regler der Hauptkupplung C1 so abgestimmt, dass er der vorgegebenen Solldrehzahl optimal folgt. Die dafür verwendeten Abstimmungsverfahren sind bekannt und werden hier nicht betrachtet.

Die Vorgabe der Solldrehzahl  $n_{1,\text{Soll}}$  der Kupplung C1 erfolgt dynamisch in Abhängigkeit von der aktuellen Fahrzeugsituation und den Erfordernissen, die daraus resultieren. So ist es sinnvoll, die Abweichung von der Motordrehzahl klein zu halten, wenn ein sparsamer Betrieb gefordert ist, da der durch den Regler eingestellte Schlupf proportional zu Verlusten des Getriebes beiträgt. In einer anderen Situation kann es sinnvoll sein, gezielt eine große Drehzahldifferenz zwischen der Motordrehzahl  $n_{\text{mot}}$  und der Getriebeingangsdrehzahl  $n_1$  einzustellen, um z.B. eine gute Drehschwingungsentkopplung zu erzeugen. Jeder Verbrennungsmotor erzeugt infolge seiner Bauart Drehungleichförmigkeiten, die in den Getrieben Rasseln anregen. Mit Hilfe einer größeren Differenzdrehzahl können diese Drehschwingungsanregungen mit Hilfe des Kupplungssystems entkoppelt werden, so dass das Getrieberasseln vermieden wird.

Für die Ansteuerung der Kupplung C2 (Neben- oder Entlastungspfad) wird ebenfalls ein Drehzahlregler, R2, verwendet. Dieser Drehzahlregler R2 bekommt je nach verwendetem Verfahren entweder

- als Solldrehzahl  $n_{2,\text{Soll}}$  die Solldrehzahl des Reglers R1 des ersten Ganges (umgerechnet entsprechend den Übersetzungsverhältnissen der Getriebepfade, d.h. entsprechend dem Gangsprung  $i$ ) oder eine davon entsprechend der gewünschten Drehmomentumleitungsgröße proportionale Abweichung vorgeben. Dabei wird die Abweichung von Solldrehzahl zur Istdrehzahl der Eingangswelle 1 dazu genutzt, das überschüssige Drehmoment des ersten Ganges umzuleiten ("Methode 1a", vgl. Figur 12,  $i$  = Gangsprung; je größer die Regelabweichung  $\Delta n_2$ , desto mehr Drehmoment überträgt der zweite Getriebepfad).
- als Solldrehzahl  $n_{2,\text{Soll}}$  die Istdrehzahl des zweiten Ganges oder eine davon entsprechend der gewünschten Drehmomentumleitungsgröße proportionale Abwei-

chung vorgeben. Dabei wird die Abweichung von Solldrehzahl zur Istdrehzahl der Eingangswelle 2 dazu genutzt, das überschüssige Drehmoment des ersten Ganges umzuleiten ("Methode 1b", vgl. Figur 13,  $i$  = Gangsprung; je größer die Regelabweichung  $\Delta n_2$ , desto mehr Drehmoment überträgt der zweite Getriebepfad).

Am Beispiel eines P-Reglers lässt sich leicht erkennen, dass dessen Stellgröße  $s_1$  bzw.  $s_2$  (beispielsweise als Drehmoment angenommen, welches sich mit Hilfe eines inversen Modells der Kupplung in deren Betätigungsdruck umrechnen lässt) proportional zur Abweichung von Sollgröße und Istgröße ist. Der Regler R1 der Kupplung C1 wird im normalen Betriebsfall, bei dem der Motor M ein Drehmoment  $\tau_{\text{mot}}$  erzeugt, welches die Belastungsfähigkeit des Getriebes G nicht übersteigt, einen Arbeitspunkt einnehmen, bei dem das gesamte vom Motor erzeugte Drehmoment übertragen wird, weshalb die vorgegebene Drehzahldifferenz (oder der Schlupf) konstant bleibt.

Wenn nun der Motor ein Drehmoment  $\tau_{\text{mot}}$  erzeugt, das die Belastungsgrenze des Getriebes G überschreitet, wird dem Regler R2 der Kupplung C2 eine Solldrehzahl  $n_{2,\text{soll}}$  mit einer Abweichung  $\Delta n_2$  größer Null vorgegeben (Figur 12, 13). Dabei wird der Regler R2 umso mehr Drehmoment übernehmen, je größer diese Abweichung ist. Am Beispiel eines P-Reglers lässt sich dies einfach erklären (vgl. Figur 14, "Methode 1"). Die Stellgröße  $s$  wird bei vorgegebenem Parameter P2 um so größer, je größer die Abweichung von der Istdrehzahl wird. Da die Istdrehzahl durch den Regler R1 mit Hilfe der in Schlupf betriebenen Kupplung C1 festgehalten wird, führt eine Vergrößerung der Abweichung der Reglereingangsgößen zu einer Vergrößerung des durch Kupplung C2 übertragenen Drehmomentes. Wenn nun der Reglerausgang und somit das gestellte Drehmoment der Kupplung C1 festgehalten bzw. limitiert wird, ist es möglich, das vom Verbrennungsmotor M über die Drehmomentkapazität des ersten Ganges hinaus erzeugte Drehmoment über den zweiten Gang abzuleiten und für die Beschleunigung des Fahrzeuges zur Verfügung zu stellen.

Alternativ bekommen beide Drehzahlregler R1, R2 die gleichen Solldrehzahlen oder Kombinationen von Soll- und Istdrehzahlabweichungen, werden aber verschieden parametrisiert (Figur 15, "Methode 2"). Am Beispiel eines sogenannten P-Reglers kann man leicht erkennen, dass bei vorgegebener gleicher Abweichung von Soll- und Istgröße das Stellsignal proportional dem Parameter P ist. Damit bestimmt das Verhältnis der beiden in den Reglern R1 und R2 verwendeten Parameter P1 und P2 das Verhältnis der Drehmomentverteilung.

Es werden beide Kupplungen C1, C2 in Schlupf betrieben, um eine eindeutige Bestimmung des Lastzustandes / der Drehmomentübertragungskapazität im Getriebe zu erreichen. Die Vorgaben für den Drehzahlregler des alternativen und zur Drehmomentableitung verwendeten z.B. zweiten Ganges werden entsprechend den Erfordernissen zur Drehmomentumleitung situationsabhängig angesteuert. Dazu können unter anderem entweder die Vorgaben z.B. für die Solldrehzahlen der beteiligten Regler oder aber die Parametrierung entsprechend vorgegeben werden. Das Verhältnis der Drehmomentflüsse ist dabei eindeutig aus den Werten bestimmbar (vgl. Figur 14 – Solldrehzahlvorgabe, Figur 15 – Parameterwechsel).

Das Verfahren ist auch geeignet, um eine Drehmomentabsenkung herbeizuführen, wenn z.B. Radschlupf detektiert wird und eine Absenkung des Radmomentes gewünscht wird. Dazu wird die Kupplung des Hauptdrehmomentpfades im Schlupfbetrieb gehalten, und für diese Betriebsart wird das gesamte Drehmoment des Motors übertragen. Wenn nun in der im Verfahren vorgeschlagenen Art die zweite Kupplung in Eingriff gebracht wird, erfolgt ein gewollter Verspannungszustand, wobei das an der Kupplung des Nebenpfades aufgebrauchte Drehmoment den Gesamtantrieb mindert. Besonders vorteilhaft ist diese Betriebsart mit der vorgeschlagenen Regelungsstrategie möglich, da beide Kupplungen in Schlupf betrieben werden, weshalb die anliegenden Drehmomente sehr genau bekannt sind und durch die Drehzahlregler sehr gut angesteuert werden können.

Die Figuren 16 bis 19 zeigen verschiedene einfache Reglerstrukturen, die das oben diskutierte Prinzip erläutern.

Figur 16 zeigt exemplarisch das Prinzip. Im vorliegenden Beispiel wird als Eingangsgröße eine Solldrehzahl  $n_{1, \text{Soll}}$  verwendet, die Vorgabe der Ist-Drehzahl  $n$  ist für beide Regler R1, R2 gleich. Die Drehmomentverteilung wird über verschiedene Solldrehzahlen (Methode 1a) oder unterschiedliche Parametrierung (Methode 1b) erreicht. Die Ausgangsgröße des Reglers ist das an der Kupplung zu stellende Drehmoment. Dies wird über ein Inverses Modell (Inv.Mod.) der Kupplung linearisiert. Dies hat den Vorteil, dass die Funktion des Gesamtsystems wesentlich stabiler wird und die Regler in Folge der Linearisierung der wesentlichen Anteile deutlich besser und stabiler abgestimmt werden können, da die auszuregelnden Abweichungen wesentlich verkleinert werden. Die Regelung kann dadurch auch mit einfachen Reglerkonzepten wesentlich verbessert werden, was insbesondere der Dynamik und der zur Verfügung stehenden Stellreserve zugute kommt. Weiterhin vorteilhaft ist es, dass für eine Adaption die entsprechend zu korrigierenden Anteile direkt im inversen Modell zugeordnet und parametrierbar werden können. Ebenfalls ist es möglich, dieses Reglerkonzept nach dem Fachmann bekannten Stabilitätskriterien auszulegen und



im Verlaufe des Entwicklungsprozesses so sicher abzustimmen, dass im Feld ein stabiler Betrieb innerhalb bekannter Grenzen garantiert wird, was z.B. mit Fuzzy-Regelungskonzepten nicht möglich ist.

Als Ausgang wird eine Stromvorgabe erzeugt, die mit Hilfe eines Reglerkreises für den elektrischen Strom zur Erzeugung des Ansteuerdruckes der Kupplung genutzten Ventile verwendet wird.

Figur 17 zeigt einen Vorschlag für eine Reglerstruktur, bei der die Ausgangsgrößen der Regler R1, R2 entsprechend den Erfordernissen der Drehmomentkapazität der Getriebepfade begrenzt werden ( $F$  = Fahrwiderstände). So kann zum Beispiel sichergestellt werden, dass durch die Begrenzung der als Hauptkupplung angenommenen Kupplung C1 nicht mehr als das für das Getriebe zulässige Grenzdrehmoment übertragen wird. Eine Begrenzung der Ausgangsgröße der Kupplung C2 im Nebenpfad stellt sicher, dass es im Getriebe nicht zu einer unerwünschten Verspannung kommt. Dazu ist es sinnvoll, dass die von den beiden Kupplungen übertragenen Drehmomente zusammen genommen nicht größer sind als das vom Verbrennungsmotor zur Verfügung gestellte Drehmoment. Entsprechend ist es vorteilhaft, dass die Summe der "freigegebenen" Drehmomente der Begrenzer Lim1 und Lim2 kleiner gleich der Motordrehmoment sind, um ein Verspannen zu verhindern.

Figur 18 zeigt einen Vorschlag für die Reglerimplementierung nach Methode 1a oder 2, wobei den Reglern R1, R2 als Ist-Drehzahl die Drehzahl  $n_1$  der Eingangswelle 1 vorgegeben wird. Damit dies möglich wird, ist es vorteilhaft, die Drehzahl des zweiten Ganges entsprechend mit den aktuellen Übersetzungssprung zu parametrieren. Die Vorgabe der Eingangsgrößen und die Parametrierung der Regler erfolgt entsprechend der den Vorschlägen nach Methode 1 oder 2.

Figur 19 zeigt einen Vorschlag für die Reglerimplementierung nach Methode 1b oder 2, wobei dem Regler R1 als Ist-Drehzahl die Drehzahl  $n_1$  der Eingangswelle 1 und dem Regler R2 als Ist-Drehzahl die Drehzahl  $n_2$  der Eingangswelle 2 vorgegeben wird. Der Regler bekommt nun die Vorgabe aus einer zweiten Ist-Drehzahl, was im Hinblick auf die Betriebssicherheit Vorteile bietet, da ein zweiter Drehzahlsensor verwendet wird. Die Vorgabe der Eingangsgrößen und die Parametrierung der Regler erfolgt entsprechend der den Vorschlägen nach Methode 1 oder 2.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes (10), wobei über eine erste Kupplung (C1) und über einen ersten Getriebepfad (E2, Z8, Z9, S2, Z3, Z4) Drehmoment von einer Antriebswelle (I) an eine Ausgangswelle (O) übertragen wird,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
eine zweite Kupplung (C2) zumindest teilweise geschlossen wird, um über einen zweiten Getriebepfad (E1, Z1, Z2, S1, Z3, Z4; E1, Z5, Z6, S3, Z7) ein Zusatzdrehmoment von der Antriebswelle (I) an die Ausgangswelle (O) zu übertragen, wenn das über die erste Kupplung (C1) übertragene Drehmoment eine vorgegebene Obergrenze erreicht.
2. Verfahren nach Anspruch 1,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die erste Kupplung (C1) und die zweite Kupplung (C2) im Schlupf betrieben werden.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die parallele Aktivität des ersten und des zweiten Getriebepfades beibehalten wird, bis ein Umschalten aus dem ersten Getriebepfad in einen neuen Getriebepfad erfolgt.
4. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 3,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die zweite Kupplung (C2) nur so weit geschlossen wird, dass das Zusatzdrehmoment eine vorgegebene, vom Betriebszustand abhängige Obergrenze nicht überschreitet.
5. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 4,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die erste Kupplung (C1) permanent mit einem geringfügigen Schlupf betrieben wird.

6. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 5,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die erste Kupplung (C1) bei einem vorausgesagten oder eingetretenem Anstieg der Leistungsanforderung mit geringfügigem Schlupf betrieben wird.
7. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 6,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
der erste Getriebepfad einem höheren Gang und der zweite Getriebepfad einem niedrigeren Gang entspricht.
8. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 7,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
das von der ersten Kupplung (C1) übertragene Drehmoment aus der Größe des bestehenden Schlupfes und/oder aus ihrem Betätigungsdruck abgeleitet wird.
9. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 8,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die getriebeseitige Drehzahl mindestens einer der Kupplungen (C1, C2) gemäß einer vorgegebenen Solldrehzahl und gemäß vorgegebenen Regelparametern geregelt wird.
10. Verfahren nach Anspruch 9,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die Solldrehzahl ( $n_{1,soll}$ ) für die erste Kupplung (C1) dynamisch in Abhängigkeit von der aktuellen Fahrzeugsituation vorgegeben wird.
11. Verfahren nach Anspruch 9 oder 10,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die Solldrehzahl für die zweite Kupplung (C2) der Solldrehzahl der ersten Kupplung (C1) entspricht zuzüglich einer der gewünschten Drehmomentverteilung entsprechenden Abweichung.

12. Verfahren nach Anspruch 9 oder 10,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die Solldrehzahl für die zweite Kupplung (C2) gleich ihrer getriebeseitigen Drehzahl zuzüglich einer der gewünschten Drehmomentverteilung entsprechenden Abweichung ist.
13. Verfahren nach Anspruch 9,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die Solldrehzahlen für beide Kupplung (C1, C2) einander entsprechend und die Regelparameter unterschiedlich sind.
14. Doppelkupplungsgetriebe (10) mit mindestens zwei Kupplungen (C1, C2) zur Übertragung von Drehmoment von einer Antriebswelle (I) zu einer Ausgangswelle (O) über verschiedene Getriebepfade sowie mit einer Steuerung zur Betätigung der Kupplungen,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die Steuerung dahingehend ausgebildet ist, ein Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 13 auszuführen.
15. Doppelkupplungsgetriebe nach Anspruch 14,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
dieses zwei verschiedene Ausgangszahnräder (Z4, Z7) zur Einleitung von Drehmoment in ein Achsgetriebe aufweist.
16. Doppelkupplungsgetriebe nach Anspruch 14 oder 15,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
der Quotient der Übersetzungsverhältnisse zwischen dem ersten und dem zweiten und/oder zwischen dem zweiten und dem dritten Gang weniger als 2,0, vorzugsweise weniger als 1,5 beträgt.

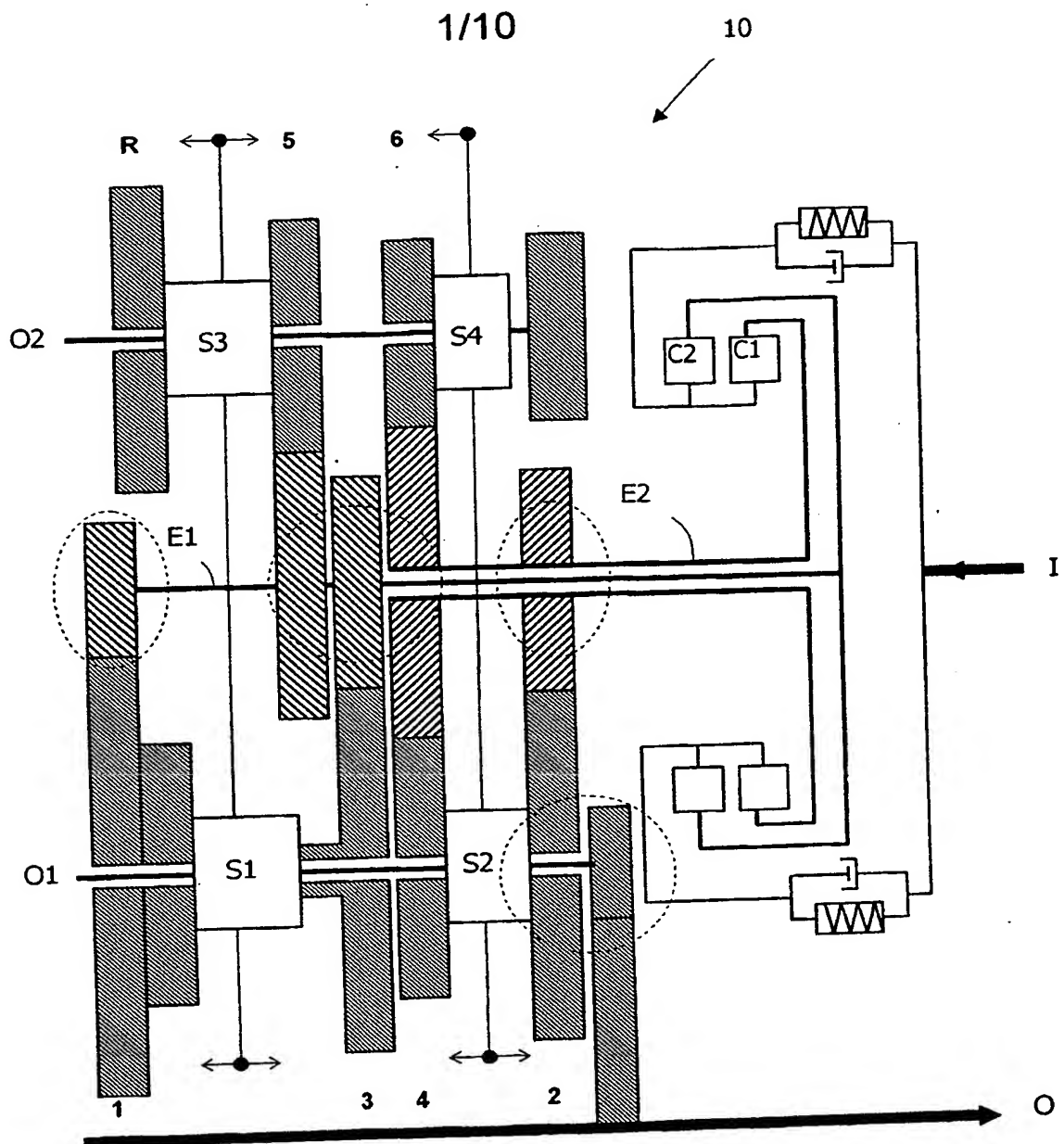
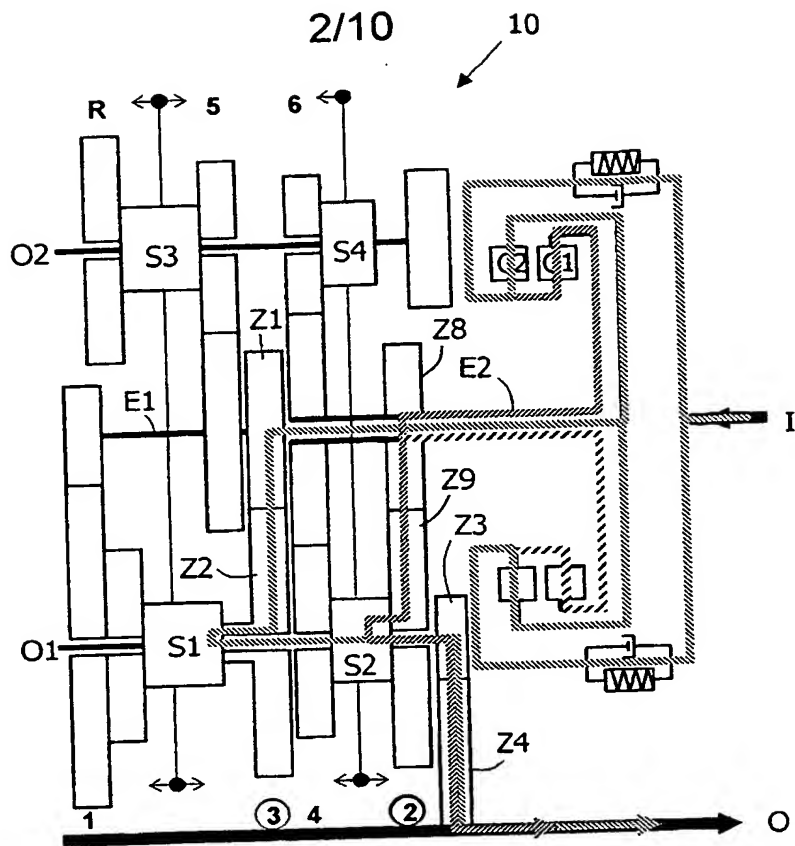
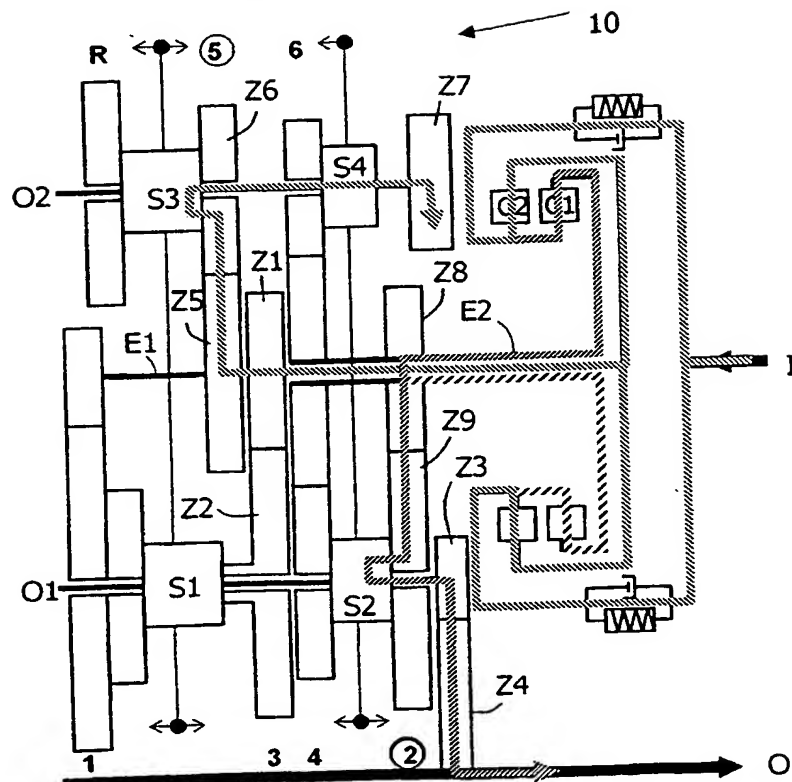


Fig. 1

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



**Fig. 2**



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



3/10

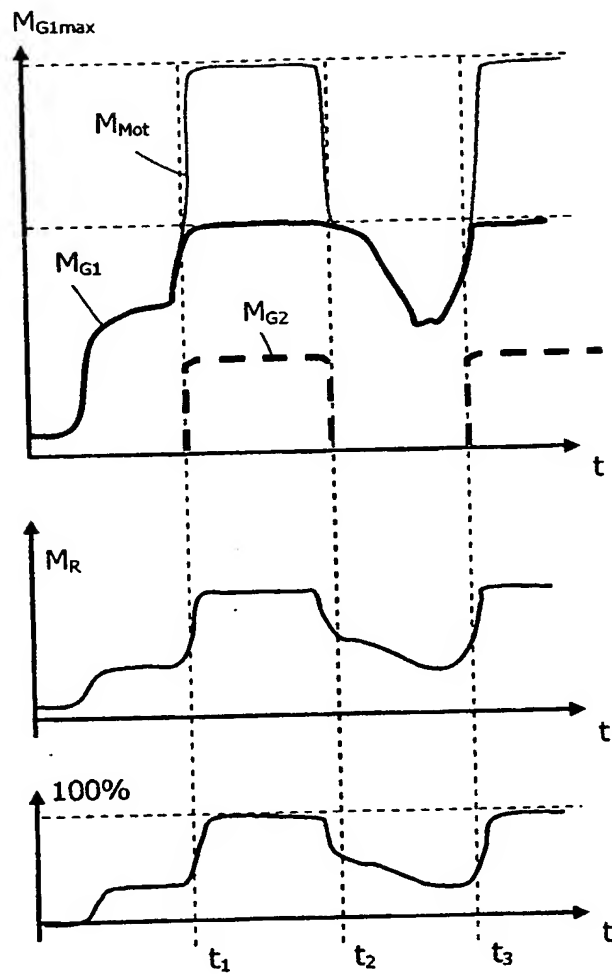


Fig. 4

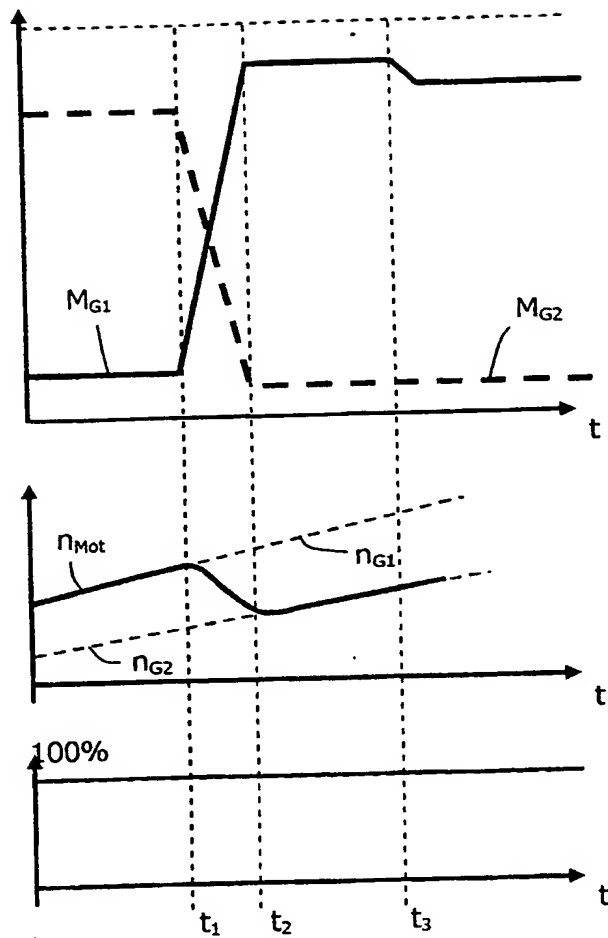


Fig. 5

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

4/10

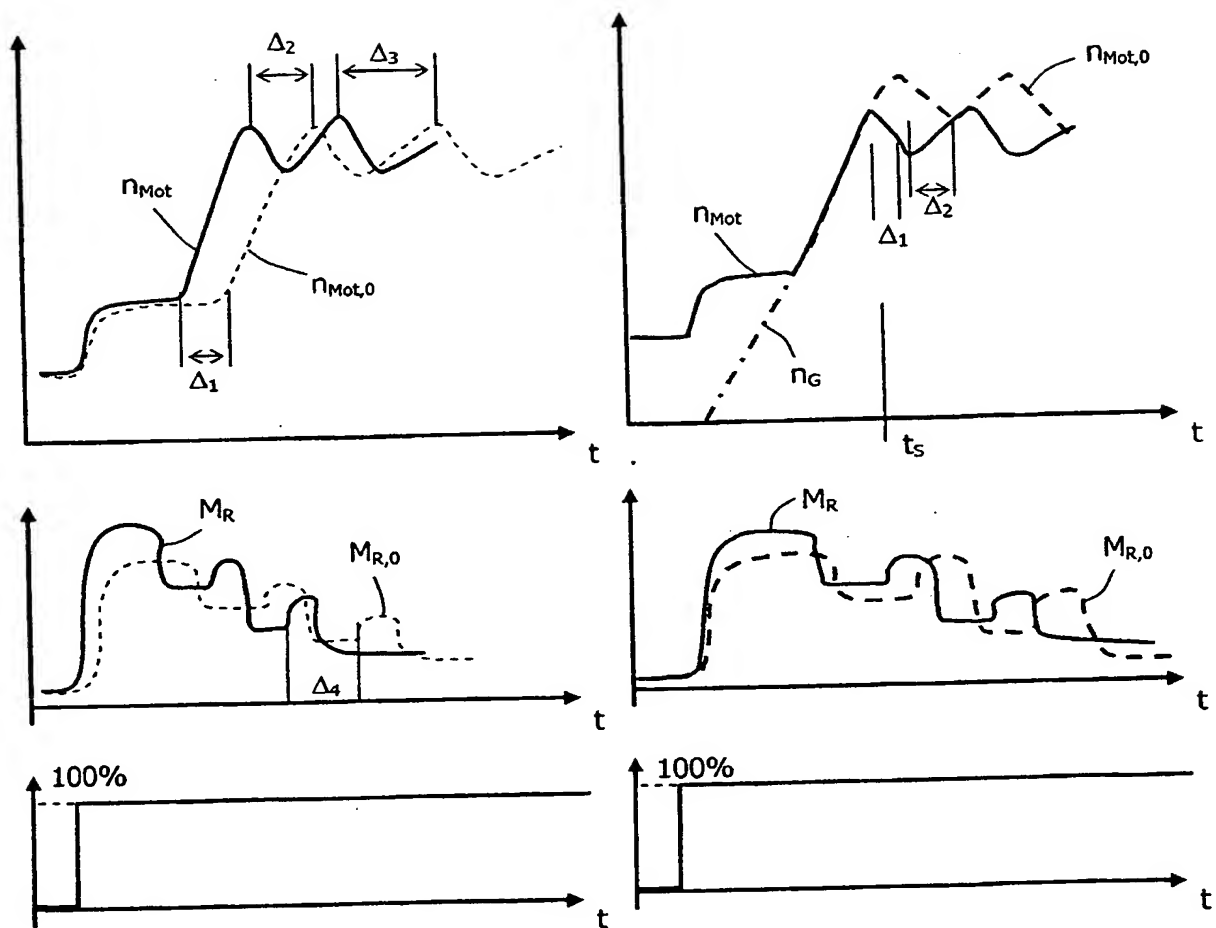


Fig. 6

Fig. 7

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

5/10

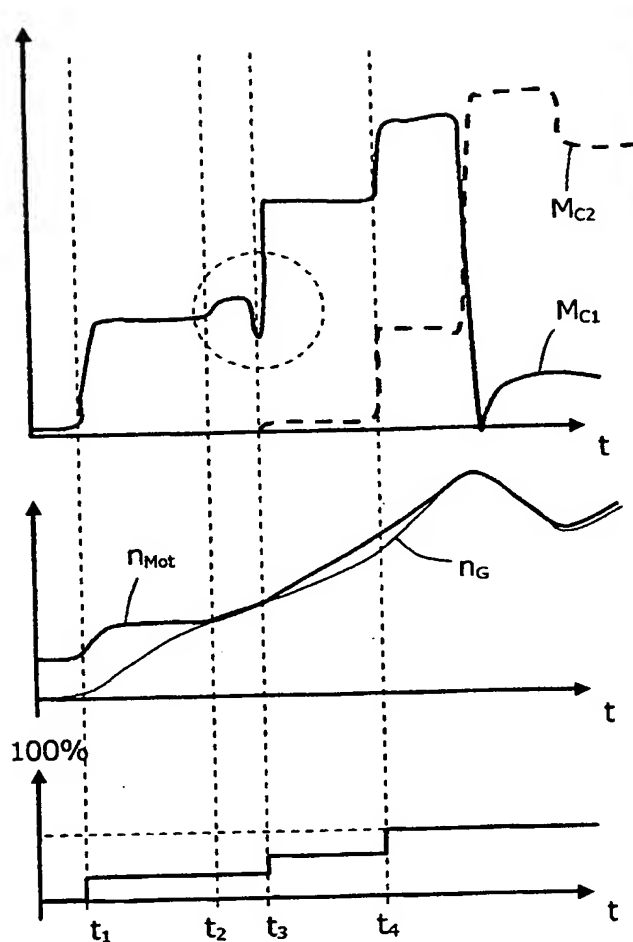


Fig. 8

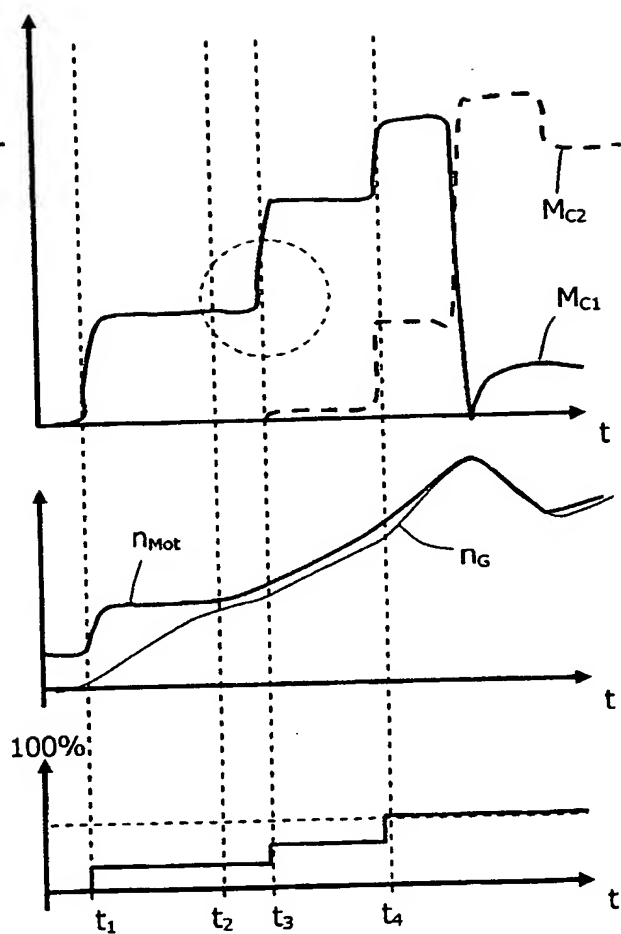


Fig. 9

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

6/10

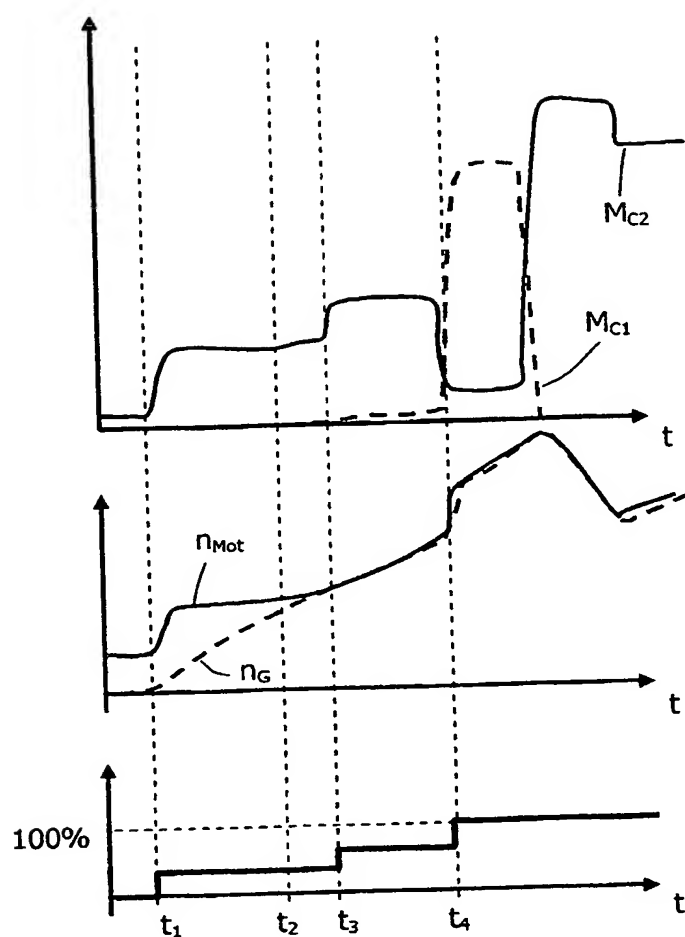


Fig. 10

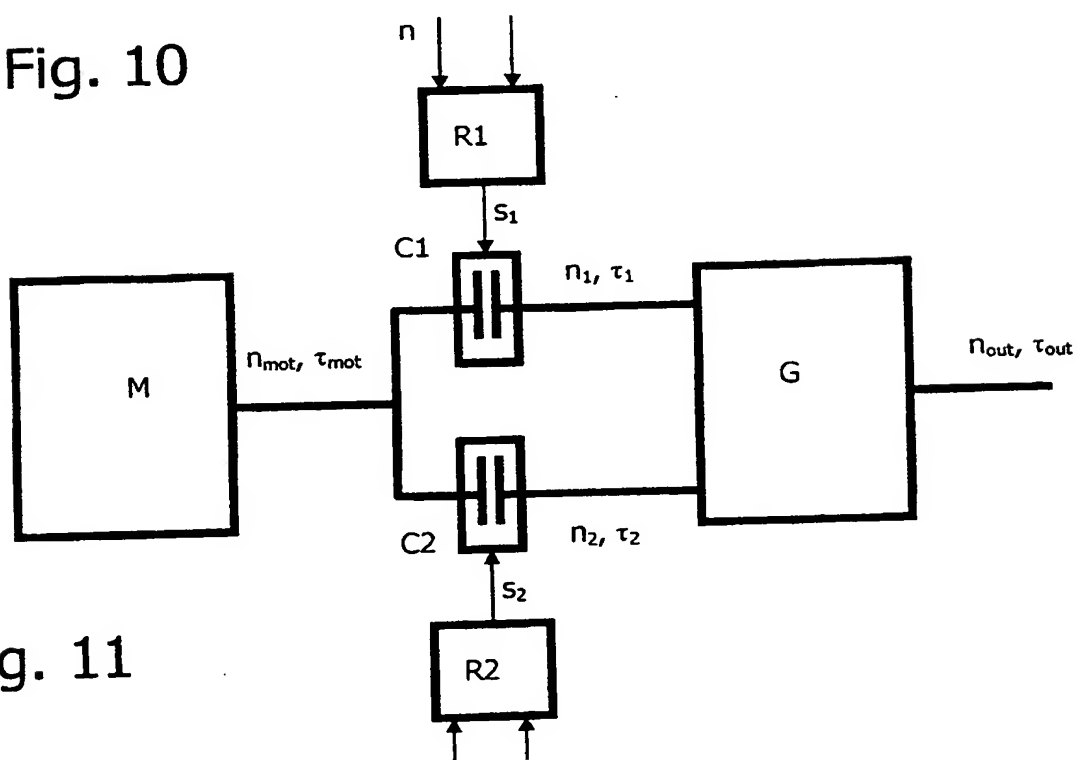


Fig. 11

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



7/10

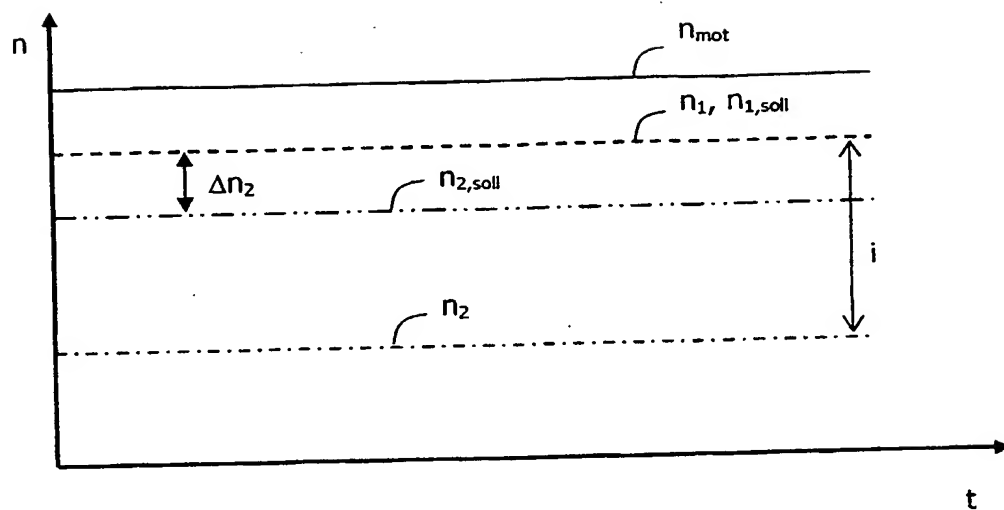


Fig. 12

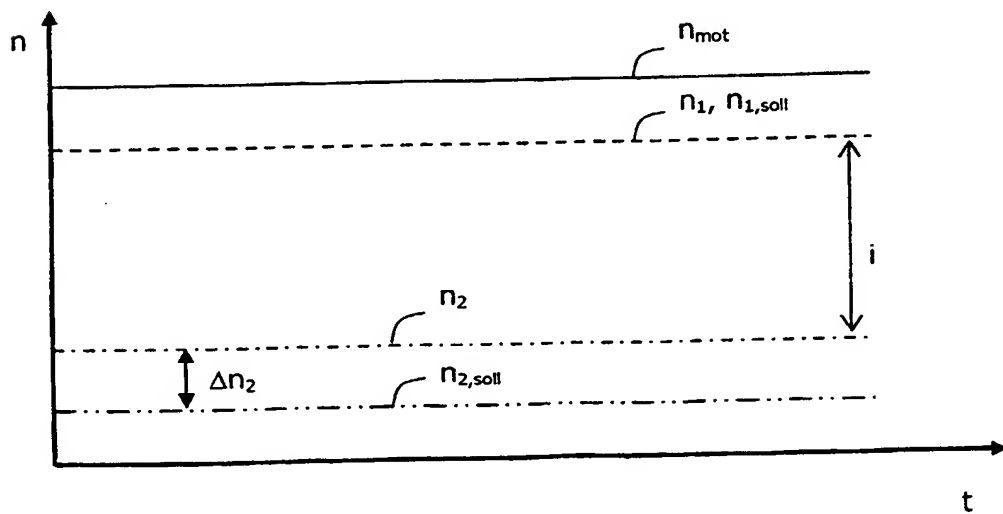


Fig. 13

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

8/10

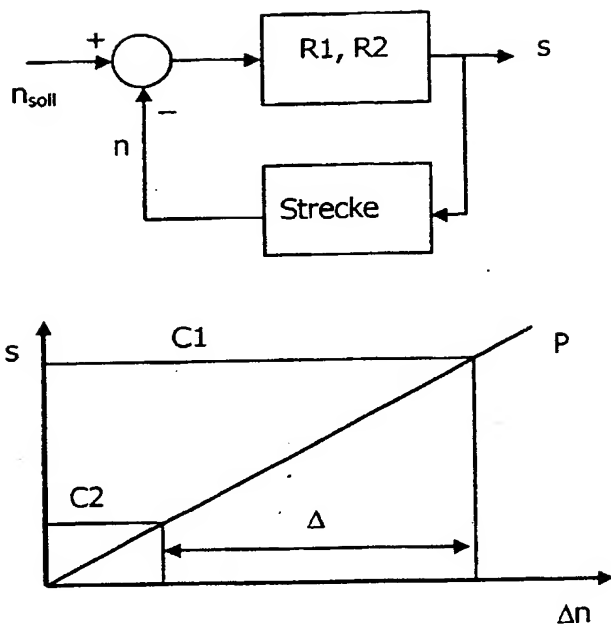


Fig. 14

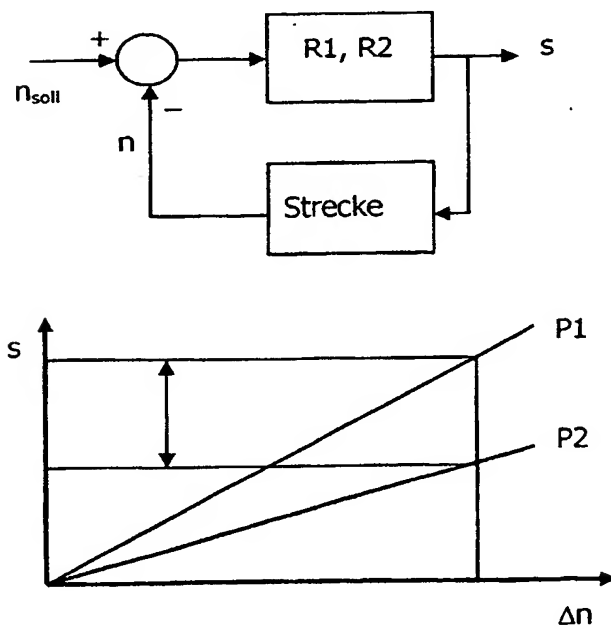


Fig. 15

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

9/10

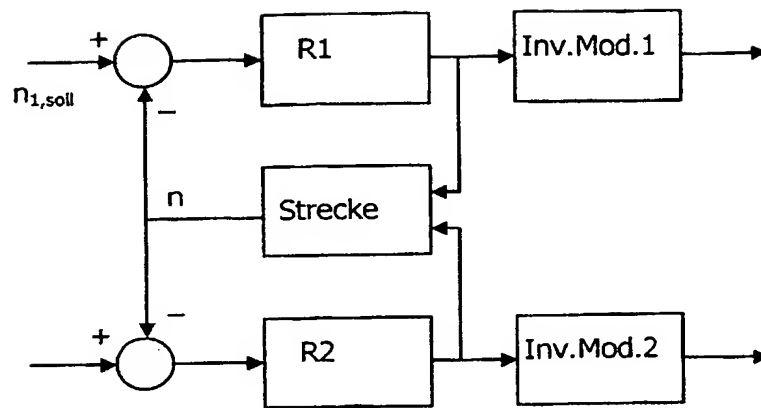


Fig. 16

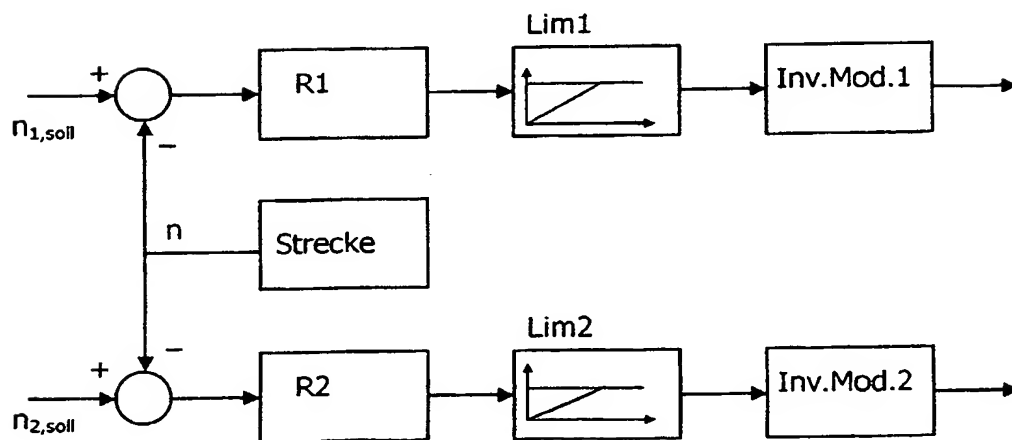
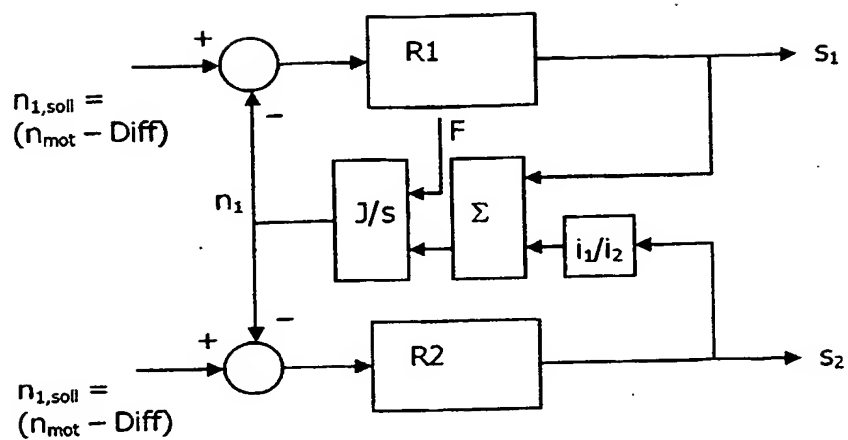


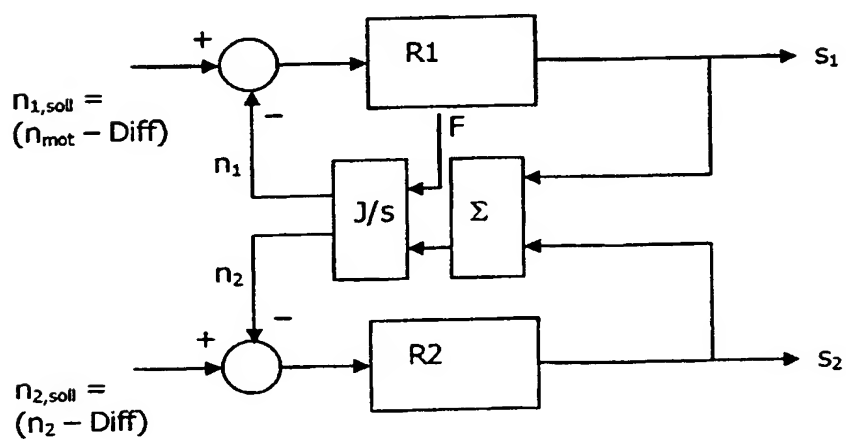
Fig. 17

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

10/10



**Fig. 18**



**Fig. 19**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Intern: Application No  
PCT/EP2004/051786

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
IPC 7 F16D48/08 F16H3/00  
//F16H103:14

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F16D F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	DE 100 43 060 A (VOLKSWAGENWERK AG) 4 April 2002 (2002-04-04) the whole document	1-3,7-9, 14-16
Y	DE 101 56 940 A (ZF SACHS AG) 28 May 2003 (2003-05-28) the whole document	1-3,7, 14-16
Y	US 5 997 433 A (DOMIAN HANS-JOERG ET AL) 7 December 1999 (1999-12-07) column 3, line 48 - column 4, line 29; figure 1	1,2,8
Y	DE 197 51 456 A (VOLKSWAGENWERK AG) 27 May 1999 (1999-05-27) the whole document	1,2,7,9
	----- -/--	

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

### \* Special categories of cited documents:

- \*A\* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- \*E\* earlier document but published on or after the international filing date
- \*L\* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- \*O\* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- \*P\* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

\*T\* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

\*X\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

\*Y\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

\* & \* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

30 November 2004

Date of mailing of the international search report

08/12/2004

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040. Tx. 31 651 epo nl.  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Vogt-Schilb, G

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Intern Application No  
PCT/EP2004/051786

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 10043060	A	04-04-2002	DE 10043060 A1	04-04-2002
DE 10156940	A	28-05-2003	DE 10156940 A1	28-05-2003
			FR 2832476 A1	23-05-2003
US 5997433	A	07-12-1999	DE 19600739 A1	17-07-1997
			DE 59602304 D1	29-07-1999
			WO 9725556 A1	17-07-1997
			EP 0870133 A1	14-10-1998
			JP 2000503097 T	14-03-2000
DE 19751456	A	27-05-1999	DE 19751456 A1	27-05-1999
EP 1357309	A	29-10-2003	DE 10218186 A1	13-11-2003
			EP 1357309 A2	29-10-2003
EP 1271007	A	02-01-2003	US 6463821 B1	15-10-2002
			CA 2391547 A1	29-12-2002
			EP 1271007 A2	02-01-2003
DE 10015296	A	16-08-2001	DE 10015296 A1	16-08-2001
DE 3812327	A	29-06-1989	DE 3812327 A1	29-06-1989
			EP 0321873 A2	28-06-1989
			DE 3812359 A1	13-07-1989

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Intern es Aktenzeichen  
PCT/EP2004/051786

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
IPK 7 F16D48/08 F16H3/00  
//F16H103:14

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)  
IPK 7 F16D F16H

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
Y	DE 100 43 060 A (VOLKSWAGENWERK AG) 4. April 2002 (2002-04-04) das ganze Dokument	1-3,7-9, 14-16
Y	DE 101 56 940 A (ZF SACHS AG) 28. Mai 2003 (2003-05-28) das ganze Dokument	1-3,7, 14-16
Y	US 5 997 433 A (DOMIAN HANS-JOERG ET AL) 7. Dezember 1999 (1999-12-07) Spalte 3, Zeile 48 - Spalte 4, Zeile 29; Abbildung 1	1,2,8
Y	DE 197 51 456 A (VOLKSWAGENWERK AG) 27. Mai 1999 (1999-05-27) das ganze Dokument	1,2,7,9
	-/--	

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

\*A\* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

\*E\* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

\*L\* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

\*O\* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

\*P\* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\*T\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

\*X\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

\*Y\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

\*Z\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

30. November 2004

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

08/12/2004

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde  
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Vogt-Schilb, G

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Intern: IS Aktenzeichen  
PCT/EP2004/051786

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
DE 10043060	A	04-04-2002	DE	10043060 A1	04-04-2002
DE 10156940	A	28-05-2003	DE FR	10156940 A1 2832476 A1	28-05-2003 23-05-2003
US 5997433	A	07-12-1999	DE DE WO EP JP	19600739 A1 59602304 D1 9725556 A1 0870133 A1 2000503097 T	17-07-1997 29-07-1999 17-07-1997 14-10-1998 14-03-2000
DE 19751456	A	27-05-1999	DE	19751456 A1	27-05-1999
EP 1357309	A	29-10-2003	DE EP	10218186 A1 1357309 A2	13-11-2003 29-10-2003
EP 1271007	A	02-01-2003	US CA EP	6463821 B1 2391547 A1 1271007 A2	15-10-2002 29-12-2002 02-01-2003
DE 10015296	A	16-08-2001	DE	10015296 A1	16-08-2001
DE 3812327	A	29-06-1989	DE EP DE	3812327 A1 0321873 A2 3812359 A1	29-06-1989 28-06-1989 13-07-1989

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**